

長方形振動板の近接音場と振動モードの関係

その他（別言語等） のタイトル	Relations between Sound Fields near Rectangular Vibrating Plates and Modes of Vibration
著者	西田 公至, 四ッ谷 恒治
雑誌名	室蘭工業大学研究報告．理工編
巻	10
号	5
ページ	687-696
発行年	1983-11-30
URL	http://hdl.handle.net/10258/3747

長方形振動板の近接音場と振動モードの関係

西 田 公 至・四ッ谷 恒 治*

Relations between Sound Fields near Rectangular Vibrating Plates and Modes of Vibration

Kohshi Nishida and Kouji Yotsuya*

Abstract

The sound field in the proximity of a vibrating plate is closely related with the modes of vibration of the plate. The purpose of this paper is to investigate the theoretical and experimental relations between modes of vibration of rectangular and square plates and isopleths of sound pressure levels in the scanning planes at constant distances from those plates. The calculation of the sound field is based on the Huygens-Rayleigh integral by which the sound field radiated from a vibrating plate in an infinite baffle can be expressed. The measurement of the distribution of sound pressure levels was performed by using a sound visualizing device built as a trial.

The results may be summarized as follows: the isopleths of sound pressure levels measured in the plane parallel to a vibrating plate show a similar tendency to those of deflection amplitudes of the plate. Therefore, the measured sound pressure level takes minimum values above nodal lines. The calculated sound pressure levels show a little larger values than the measured ones, but can explain the measured results fairly well.

1. は じ め に

一般に、機器が駆動力や基礎等から支持部を通して伝搬される振動に起因して励振されるような場合、設計上の問題を解決するための診断として、対象機器の固有振動数、振動モードなどの特性を測定することが行われる。この場合、構造全体の特性と同時に、構造要素の特性についても測定が行われる。構造体の振動モードの測定に関しては、従来の基準点に対する任意の位置での振幅及び位相差を順次測定して、節線等を求める方法は測定精度に問題が残る。特に加速度ピックアップ重量の影響が無視できないような場合には測定が不可能となる。又レー

* 大学院工学研究科・機械工学専攻

ザホログラフィの応用¹⁾によれば振動モード全体の様子を一度に観測できるが、測定対象の大きさに制限がある。あらたな一つの方法として、振動体表面の近接音場の指向性が振動モードに依存することから、表面に近接した音場の音圧レベル分布の状態を測定することにより振動モードを求める方法が考えられる。

本研究では、機器の構造要素として最も広く用いられている平板を対象として、平板の振動により形成される板面近傍の音圧レベル分布と振動モードとの関係を計算と実験の両面から検討し、放射音による振動モードの非接触測定法について検討を行なった。

2. 振動板近傍の音場の計算

エンクロージャなどの構造要素として用いられている平板が、何らかの振動源の影響で励振されると周囲の空間に音波が放射され音場が形成される。この場合、平板の表面近傍の音場には平板の振動モードに依存した指向性が顕著に現われるため、表面近傍の音場を求めることにより、振動モードを明らかにすることが可能と考えられる。ここでは音場と振動モードとの関係を検討するために、平板がある振動状態にあるときの板面近傍に形成される音場を計算により求める。振動板を分布点音源の集合と考え、それぞれの点音源から放射される音は振動板を含む半空間のみに伝搬すると仮定すると、放射音場の音圧は以下のように計算される²⁾。図-1に示すような座標系に対して、空間の点 $P(\xi, \eta, \zeta)$ における音圧 p は次式で表わされる。すなわち、

$$p = \frac{jk\rho c}{2\pi} \int_s \frac{v(x, y)}{r} e^{j(\omega t - kr)} ds \quad (1)$$

ここに、 j は虚数単位、 ρ は空気の密度、 c は音速、 ω は角振動数、 k は波長定数で $k = \omega/c = 2\pi/\lambda$ の関係がある。また、 r は板面上の点 (x, y) における微小面素 ds と P 点との距離で、

$$r = \sqrt{(\xi - x)^2 + (\eta - y)^2 + \zeta^2} \quad (2)$$

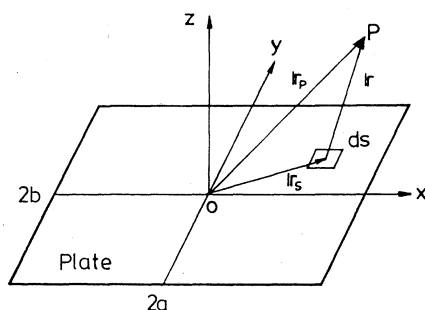


図-1 音場の座標系

と表わされる。 v は板の振動速度の複素振幅である。本研究では方形板を対象とし、加振用直方体エンクロージャの一面にボルト結合した構造を実験モデルとしている。この場合の方形板周辺の境界条件を単純支持として近似すると二辺の長さが $2a$, $2b$ の長方形板の変位及び固有角振動数は、

$$Z_{mn} = A \sin \frac{m\pi(x+a)}{2a} \cdot \sin \frac{n\pi(y+b)}{2b} e^{j\omega_{mn}t} \quad (3)$$

$$\omega_{mn} = \pi^2 \left\{ \left(\frac{m}{2a} \right)^2 + \left(\frac{n}{2b} \right)^2 \right\} \sqrt{\frac{Eh^2}{12\sigma(1-\nu^2)}}, \quad (m, n=1, 2, 3, \dots) \quad (4)$$

と表わされる。ここに、 A は定数、 E は縦弾性係数、 h は板厚、 σ は板の単位体積当りの質量、 ν はポアソン比である。実際には境界条件が単純支持とは異なるため式 (4) による固有角振動数と測定値とは差が生ずることになる。このため、式 (1) による音圧の計算では固有角振動数として測定値を用い、また、式 (3) による振動速度振幅を用いる。定数 A は式 (3) の正規関数と変位振幅の測定値とから求める。音圧が求まるとその点の音圧レベル (SPL) が次式により求まる。すなわち、

$$SPL = 20 \log_{10} \frac{P_e}{P_r} \quad (5)$$

ここに、 P_e は実効音圧、 P_r は実効音圧の基準値で $20 \mu Pa$ である。

正方形板では $a=b$ であるため、二つの異なった振動モード、すなわち、

$$\begin{aligned} Z_{mn}(x, y) &= \sin \frac{m\pi(x+a)}{2a} \cdot \sin \frac{n\pi(y+a)}{2a}, \\ Z_{nm}(x, y) &= \sin \frac{n\pi(x+a)}{2a} \cdot \sin \frac{m\pi(y+a)}{2a} \end{aligned} \quad (6)$$

は等しい固有振動数をもつ。この振動数においては式 (6) の二つの振動モードが任意の割合で共存しうることとなり、いわゆる縮退の現象により、様々な振動モードが起りうる。このため、正方形板の場合には式 (3) の正規関数は、

$$Z(x, y) = Z_{mn}(x, y) \cos r + Z_{nm}(x, y) \sin r \quad (7)$$

と表わされる^{3) 4)}。ここに r は $Z_{mn}(x, y)$ と $Z_{nm}(x, y)$ の混合の割合を表わす値である。

3. 実験装置及び実験方法

実験に用いた振動板は外形寸法 $300 \times 400 \text{ mm}$ 、厚さ 3 mm の長方形鋼板と、 $318 \times 318 \text{ mm}$ 、厚さ 3 mm の正方形鋼板である。図-2 に示す振動板加振装置にボルト接合したときの内法寸

法はそれぞれ、 $262 \times 362 \text{ mm}$ 、 $300 \times 300 \text{ mm}$ である。加振装置は鋼板溶接構造のエンクロージャの一面に振動板をボルト接合し、内部に設けたスピーカにより空気加振する構造となっている。長方形板加振装置のエンクロージャは厚さ 19 mm の鋼板溶接構造で、使用したスピーカは 20 cm ハイコンプライアンス・ウーファ (FW 200) である。また正方形板の加振用エンクロージャは厚さ 9 mm の鋼板溶接構造で使用したスピーカは 10 cm ハイコンプライアンス・ウーファ (4L-60) である。この加振装置はターンテーブルの上に設けられた架台上に防振ゴムを介して設置される。

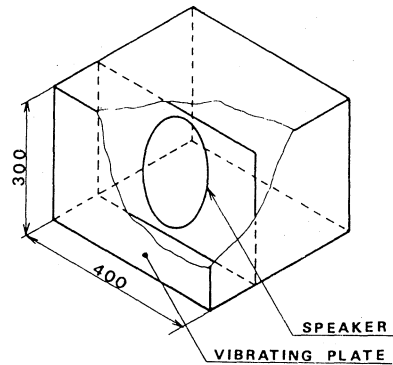


図-2 振動板加振装置概略

振動板から放射される音場の音圧レベル分布の測定方法としては、試作による LED 走査式自動音場可視化装置^{5) 6)}を用いて、音圧レベル分布を自動的に連続して測定し、音圧レベル分布の等値線を得る方法を用いた。この装置は3色(赤, 黄, 緑)の発光ダイオード(LED)を取り付けたマイクロホンを通交する3軸方向に走査させるためのマイクロホン自動走査装置、3色の発光ダイオードを 5 dB ごとの音圧レベルの大きさに従って順次反復点滅させるための LED 音圧レベル表示装置及び音圧レベルの大きさに従って変化する3色の発光ダイオードの

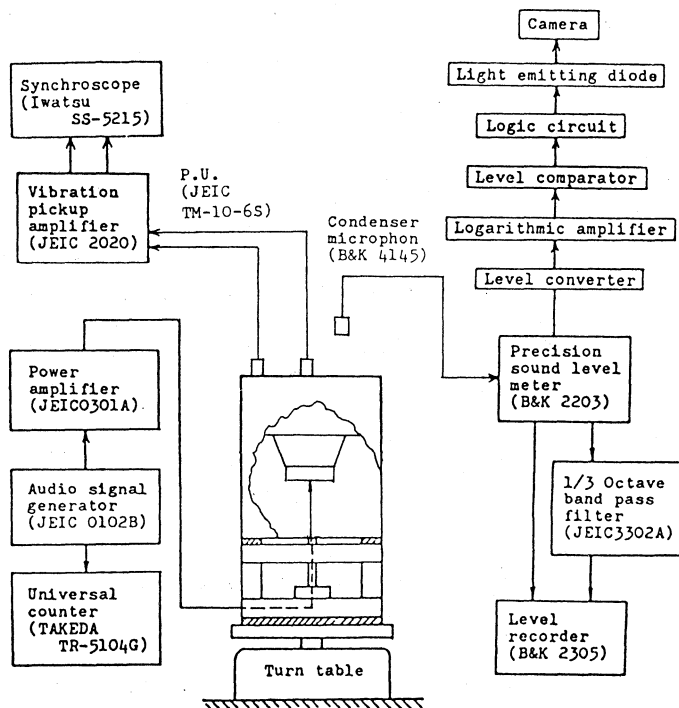


図-3 音場の可視化及び振動の測定系

光の軌跡を記録するための写真撮影装置とから成っている。

振動板の振動モードと音圧レベルとの対応関係を調べるためのマイクロホンによる走査平面は、振動板面から一定距離はなれた位置で板面に平行な平面とし、板面と走査平面間の距離を変化させて測定を行なった。また、振動モードと対応した放射空間の指向性及び音圧レベル分布の状態を検討するために、振動板の中心を通り、辺に平行な垂直平面内においても音圧レベル分布の測定を行なった。振動板の固有振動数及び振動モードに関する振動測定は加速度ピックアップによった。音圧レベルと振動の測定系を図-3に示す。

4. 結果及び考察

振動板のスピーカによる加振はいずれも正弦波加振で、入力は1Wで行なっている。長方形振動板から10mm離れた、板に平行な走査面内での音圧レベル分布の可視化結果と振動モードの関係⁷⁾を図-4に示す。固有振動数は測定値である。(a)の図は振動板が固有振動数273Hz, $(m, n) = (1, 1)$ の振動モードで振動している場合の音圧レベル分布を示している。この結果から、振動板によって形成される音場の等音圧レベル分布曲線は振動板の等しい変位振幅の分布曲線に近い形となっていることがわかる。したがって、板面近傍の測定点での音圧は、測定点に対する板面上の点の近傍領域からの放射音に強く支配されることが考えることができる。また、(b)の図は固有振動数754Hz, $(m, n) = (3, 1)$ の振動モードで振動している場合の音圧レベル分布を示している。この場合、振動板は2本の節線により三つの長方形領域に3分割され、

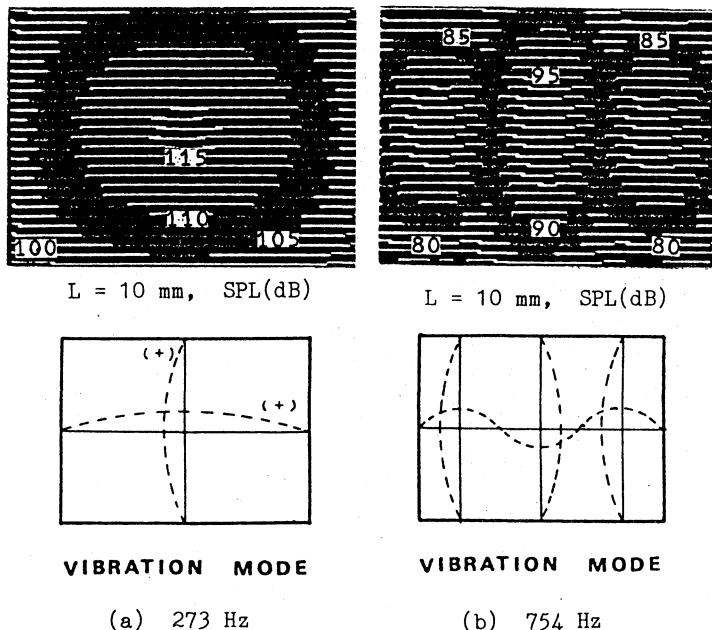


図-4 長方形振動板と平行な走査面内の音圧レベル分布

中央部分と両側の部分とが逆位相で振動している。このため、節線に近接した音場では、その両側の逆位相の放射音の干渉により、また、振動変位が小さく音の放射能力が小さいことにより、音圧レベルは周囲より低くなって、音場には振動モードに依存した指向性が生じる。図では、ほぼ3等分された長方形領域に(a)の図と同様な等音圧レベル分布が楕円状に現われている。この等音圧レベル分布の谷となる部分が振動モードの節線部を表わすとみることができる。実際の振動板の境界条件は単純支持と固定との中間的なものと考えられ、周辺部近くでは変位振幅は小さく、音の放射は中央部より小さくなる。振動板の節線の両側部分では、この周辺部の影響が大きく、楕円状の等音圧レベル分布による領域が中央部のものよりやや小さくなっている。

次に、 $(m, n) = (3, 1)$ の振動モードで振動している長方形板の中心を通り、長辺に平行な垂直走査面内の音圧レベル分布の測定結果を図-5に示す。節線両側の逆位相で振動する部分からの放射音が干渉により形成する音場の指向性がよく現われている。また、板面に接近した平行平面内での音圧レベル分布が図-4の(b)のようになることもよく理解できる。板面に平行な走査平面の板面からの距離が大きくなると、楕円状の一定の等音圧レベル曲線に囲まれる部分は小さくなり、節線の位置を判断するのが難しくなる。実験条件の範囲内で、振動モードの音による測定が可能な走査平面の板面からの距離についてみると、 $(1, 1)$ の振動モードでは

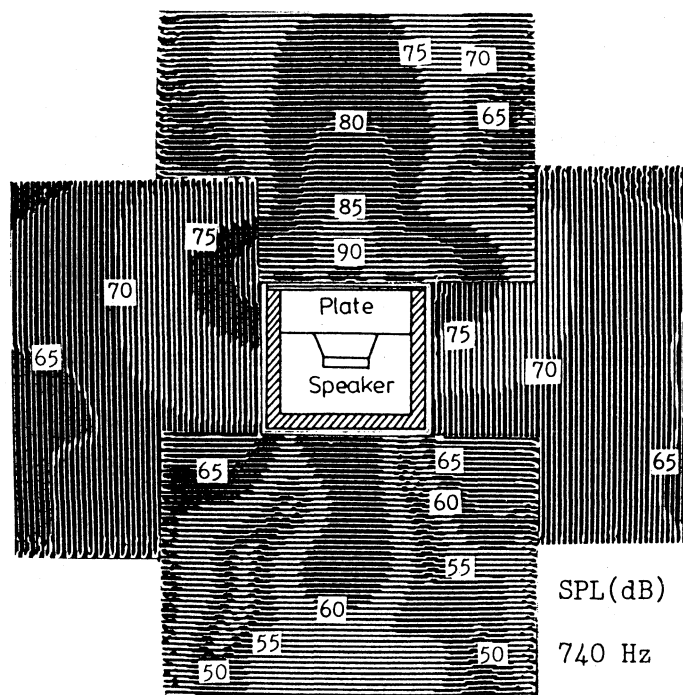


図-5 長方形振動板の中心を通り長辺に平行な垂直走査平面内の音圧レベル分布: $(m, n) = (3, 1)$

150mm の距離でも十分判断できるが、節線ができる (3, 1) の振動モードの場合には 30 mm 以下が適当である。しかし、この測定位置の問題は用いた音圧レベルの可視化方法での等音圧レベル表示間隔に依存する。このため、現在の 5dB 間隔を 2~3dB とするならば、より精度よく振動モードを測定することが可能であろう。

正方形板の振動では、単純支持の境界条件を仮定すると理論的には基本振動数以外の高次の固有振動数に対し、縮退が起り、同じ固有振動数で様々な振動モードが存在しうることになる。しかし、ボルト接合した正方形板の場合には、縮退によるのと同様な振動モードが現われるが固有振動数には変化がみられる。正方形振動板による板面と平行な走査平面内の音圧レベル分布の例を図-6 に示す。図の (a), (b) は正方形板が固有振動数 207Hz, $(m, n) = (1, 1)$ の振動モードで振動している場合について、板面からの距離が 10mm, 50mm のときの音圧レベル分布の可視化測定の結果を示したものである。長方形板の場合と同様に、等音圧レベル分布は正方形板の等変位振幅の分布曲線とほぼ同様な円形に近い形となっている。図の (c) は (a) の測定結果に対する数値積分による計算結果を示したものであり、等音圧レベル線が円形状となる点では測定結果と同様な傾向を示している。しかし、計算では等音圧レベル線の 5dB ごとの間隔が測定値より大きくなっている。この主な理由としては、計算に用いた振動板の境界条件

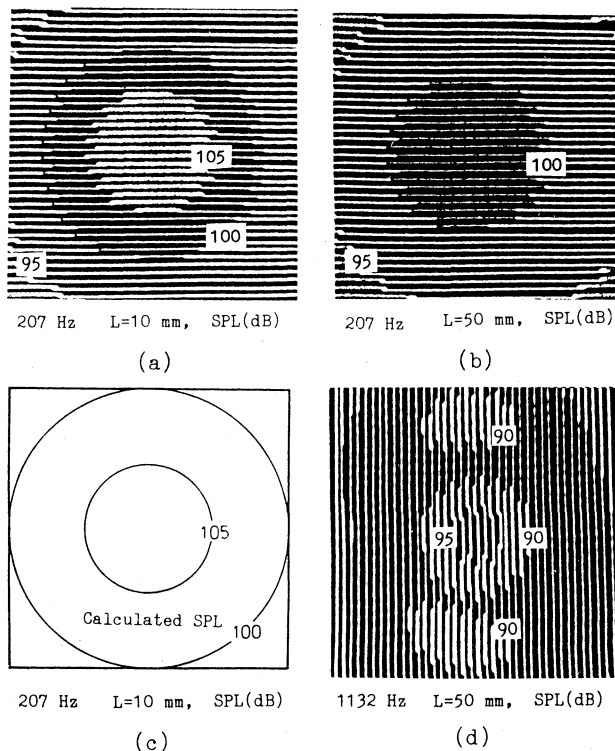
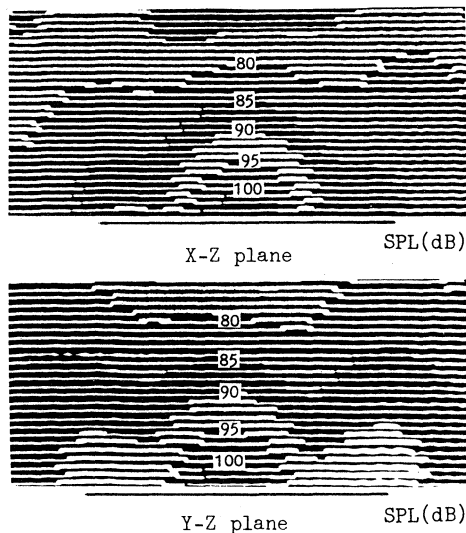


図-6 正方形振動板と平行な走査平面内の音圧レベル分布

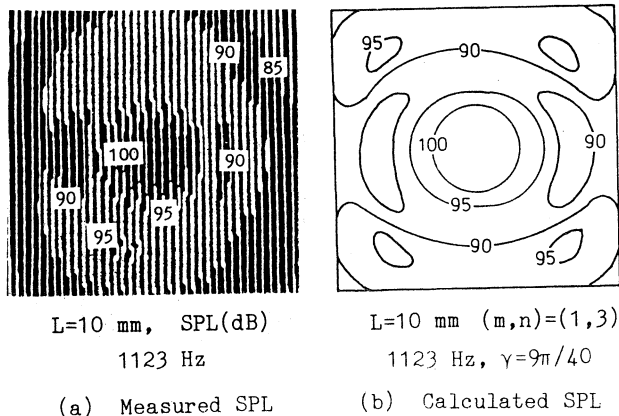
を単純支持としているため、周辺部の振動変位振幅が実際より大きく、したがって放射音も大きく計算されているためと考えられる。図の(d)は同じ正方形板が固有振動数 1132Hz で振動し、 $(m, n) = (1, 3)$, $\gamma = 0$ に当る振動モードとなっている場合の、板面から 50mm の平行平面内における音圧レベル分布の測定結果である。図から判断される 2 本の節線の方が平行とならず多少傾いているが、これは振動板のボルト接合時の締付状態が一樣でないことによる。この振動モードに対する板面に垂直な走査平面、X-Z 平面及び Y-Z 平面内の音場の状態を図一 7 に示す。Y-Z 平面が 2 本の節線を切断する平面である。これらの結果から立体的な放射音場の状態が理解できる。



1132 Hz, $(m, n) = (1, 3)$, $\gamma = 0$

図一 7 正方形振動板の垂直面内の音圧レベル分布: 1132Hz, $(m, n) = (1, 3)$, $\gamma = 0$

次に正方形振動板の縮退による振動モードに相当する一例を図一 8 に示す。図の (a) は固有振動数 1123Hz で、板面から 10mm の平行平面内での音圧レベル分布を可視化したものである。正方形板の中心部に円形状の等音圧レベル線があることや、他の部分での音圧レベルの分布状態を考慮すると中心部に円が多少楕円状に変形した節線があるものと思われる。円形節線が現われるのが $\gamma = \pi/4$ のときであるので、ややずれた $\gamma = 9\pi/40$ に対して振動モードを計算すると図一 9 のようになる。このときの音圧レベル分布を計算によって求めると図一 8 (b) のようになる。(a), (b) を比較すると、中心部に円形状の等音圧レベル分布が存在する点では類



L=10 mm, SPL(dB)

1123 Hz

(a) Measured SPL

L=10 mm $(m, n) = (1, 3)$

1123 Hz, $\gamma = 9\pi/40$

(b) Calculated SPL

図一 8 正方形振動板の縮退による音圧レベル分布

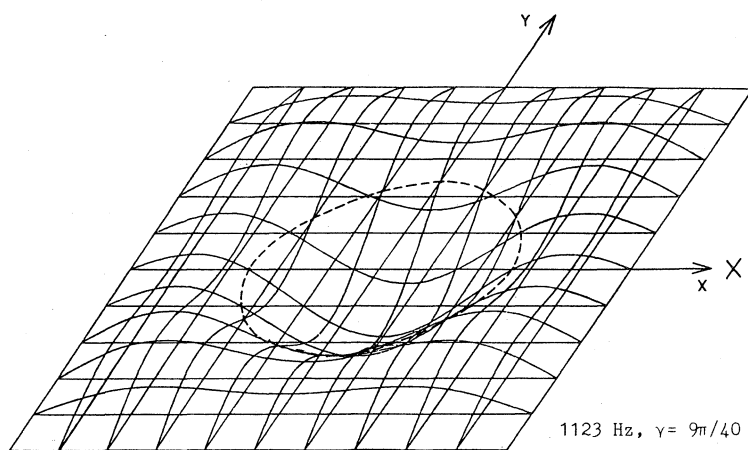


図-9 正方形振動板の縮退による振動モード

似している。しかし、周辺部では一部に類似点がみられる程度となっている。このことは実際の境界条件が理論のそれと異なること、また音圧レベル分布の測定精度が 5dB 間隔であることに起因していると思われる。測定精度を高めるならば全体的な (a), (b) の類似度は高まると考えられる。

5. お わ り に

平板の振動によって形成される板面近傍の音場は平板の振動モードと密接な関係がある。本研究では方形板を対象として、板面近傍の板面に平行な走査平面内での音圧レベル分布と振動モードとの関係を音場の連続可視化測定と計算とにより検討した。以上の結果から次のような結論が得られた。

- (1) 振動板面に近接した測定点における音圧レベルは、その点に対向する板面上の点の近傍領域からの放射音に強く依存する。
- (2) 板面上の微小面素からの放射音は一定振動数に対し、振動板のその点における振動変位振幅の大きさに依存するため、板面に平行な走査平面に現われる等音圧レベル分布は振動板の変位振幅が等しい等変位振幅曲線と類似の傾向を示す。したがって、振動モードの節線上は音圧レベルが極小となって現われ、音圧レベル分布の測定により振動モードを明らかにすることができる。
- (3) 周辺支持の長方形板では理論上節線は辺に平行となり、いくつかの分割された長方形領域に分けられるが、境界条件がやや異なる実際の場合にも同様な傾向がみられ、楕円状の等音圧レベル分布が基本となっている。
- (4) 特に、正方形板の高次の振動モードでは、節線により分割される振動領域の形状が複雑

となるが、それぞれの領域に対応した等音圧レベル曲線が測定される。

- (5) 振動板の境界条件を単純支持と仮定した無限剛壁内の振動板による放射音場の計算により、振動モードに対応した音圧レベル分布を予測することができる。しかし、単純支持の仮定により振動振幅が実際より、特に周辺部で、大きくなるため、等音圧レベル分布の領域がやや大きく計算される。

(昭和58年5月18日 受理)

文 献

- 1) 古賀達蔵：機械の研究 **29**, (10) 1161 (1977).
- 2) E. Skudrzyk : The Foundation of Acoustics, p. 594 (Springer-Verlag, N. Y. 1971).
- 3) 伊藤 毅：音響工学原論（上巻）p. 102（コロナ社，1976）.
- 4) 入江敏博：機械振動学通論 p. 129（朝倉書店，1973）.
- 5) Nishida, K・Tobise, O : Bull. Japan Soc. of Prec. Engg., **15**, (4) 267 (1981).
- 6) 西田公至：室工大研報 **10**, (4) 545 (1982).
- 7) 西田公至・四ツ谷恒治：日本音響学会講演論文集 **2**, 473 (1983).